

BUNDESREPUBLIK DEUTSCHLAND**PRIORITY
DOCUMENT**SUBMITTED OR TRANSMITTED IN
COMPLIANCE WITH RULE 17.1(a) OR (b)

RECEIVED

18 MAR 2004

WIPO

PCT

**Prioritätsbescheinigung über die Einreichung
einer Patentanmeldung**

Aktenzeichen: 103 37 376.4

Anmeldetag: 13. August 2003

Anmelder/Inhaber: ThyssenKrupp Presta SteerTec GmbH,
40476 Düsseldorf/DE
(vormals: Mercedes Benz Lenkungen GmbH)

Bezeichnung: Rückwirkungsanordnung

IPC: B 62 D 5/083

Die angehefteten Stücke sind eine richtige und genaue Wiedergabe der ursprünglichen Unterlagen dieser Patentanmeldung.

München, den 27. Juli 2004
Deutsches Patent- und Markenamt
Der Präsident
Im Auftrag

Stremme
Stremme

LE/fr 020141ep

13.08.03

all00613

Mercedes Benz Lenkungen GmbH

Rather Str. 51

D-40476 Düsseldorf

Rückwirkungsanordnung

Die vorliegende Erfindung betrifft eine Rückwirkungsanordnung mit den Merkmalen des Oberbegriffs des Anspruchs 1.

Eine derartige Anordnung ist aus der DE 19616439 C1 bekannt. Bei der bekannten Anordnung wird bei einer Auslenkung der Servoventilanordnung eine zusätzliche, steuerbare Rückstellkraft auf die Lenksäule und damit das Lenkrad eines Kraftfahrzeugs ausgeübt, indem kugelförmige Rückwirkungskörper mit einem steuerbaren hydraulischen Druck in v-förmige Nuten gedrängt werden. In der Mittellage, was bei einer Kraftfahrzeugservolenkung einer im wesentlichen lenkdrehmomentfreien Geradeausfahrt entspricht, ist keine hydraulische Einwirkung auf die Rückwirkungskörper vorgesehen. Grundsätzlich wird diese Mittellage, die für das Fahrgefühl eines Kraftfahrzeugs mitbestimmend ist, durch die Rückstellkraft des Drehstabes der Servoventilanordnung bestimmt. Im gattungsbildenden Stand der Technik ist vorgesehen, dass eine die Rückwirkungskörper von außen umspannende Bandfeder zur mechanischen, elastischen Vor-

spannung der Rückwirkungskörper in die Nuten vorgesehen sein kann, falls die Mittellage durch die Steifigkeit des Drehstabes allein nicht ausreichend definiert ist. Diese Lösung, mit der der Servoventilanordnung eine mechanische Grundlast in der Mittelstellung aufgeprägt wird, ist in der Praxis nicht befriedigend. Deshalb wird im gattungsbildenden Stand der Technik vorgeschlagen, eine hydraulische Grundlast aufzuprägen, indem ein vorgespanntes Einwegeventil hydraulisch parallel zu den Rückwirkungskörpern angeordnet wird. Diese Anordnung ergibt eine Druckdifferenz zwischen einem Innenraum und einem Außenraum der Rückwirkungsanordnung. Während diese Lösung für Servolenkungen mit Hydraulikpumpen mit konstantem Förderstrom vorgesehen ist, ist sie bei Hydraulikpumpen mit variablem geregeltem Förderstrom nicht anwendbar, da die Rückwirkung mit dem Förderstrom variieren würde.

Andere Rückwirkungsanordnungen sind bekannt aus den US-Patentschriften US 5,046,573, US 5,070,958 und US 5,517,899. Bei diesen Anordnungen erfolgt die Aufprägung des Rückwirkungsmomentes durch Profile, die sich in Axialrichtung des Drehschieberventils erstrecken und in die die Rückwirkungskörper hydraulisch in Axialrichtung gedrängt werden. Bei den beiden erstgenannten Druckschriften wird die Grundlast mittels einer Schraubenfeder und eines zwischen dem druckseitigen Außenraum und dem niederdruckseitigen Innenraum angeordneten Schiebestücks aufgebracht. Das Schiebestück ist dabei als fliegender Kolben ausgeführt, der in Axialrichtung beweglich ist und der einerseits an den Rückwirkungskörpern anliegt und andererseits an der Schraubenfeder. Die Kraft der Schraubenfeder ist dabei additiv zu der hydraulischen Kraft, die auf das Schiebestück und damit auf die Rückwirkungsanordnung wirkt. Eine hydraulische Grundlast ist nicht vorgesehen. Auch diese Lösung, mit der der Servoventilanordnung eine mechanische Grundlast in der Mittelstellung aufgeprägt wird, ist in der Praxis nicht befriedigend.

Es ist deshalb Aufgabe der vorliegenden Erfindung, die bekannte Rückwirkungsanordnung dahingehend zu verbessern, dass eine steuer- oder regelbare Grundlast auch bei variierendem Förderstrom aufgeprägt werden kann.

Diese Aufgabe wird von einer Rückwirkungsanordnung mit den Merkmalen des Anspruchs 1 gelöst.

Weil das wenigstens eine Ventilmittel hydraulisch in Reihe mit der Rückwirkungsanordnung angeordnet ist, kann eine hydraulische Grundlast in der Mittelstellung des Servoventils der Größe nach unabhängig von dem Fördervolumen der Servopumpe erzeugt werden.

Vorteilhaft ist das Ventilmittel ein elektrisch gesteuertes Proportionalventil, da damit die Grundlast mittels einer Steuerung eingestellt werden kann.

Das Ventil kann ein kreiszylindrisches Gehäuse aufweisen, das ein Ventilglied, einen Ventilsitz sowie die Schraubenfeder umschließt und das einen Fluidkanal aufweist. So kann das Ventil als separates Bauteil vorgefertigt und eingesetzt werden.

Eine als vorteilhaft empfundene Lenkcharakteristik ergibt sich, wenn wenigstens zwei Fluidkanäle vorgesehen sind, die bei steigender Druckdifferenz zwischen dem Außenraum und dem Innenraum nacheinander geöffnet werden.

Vorteilhafte Parameter für eine PKW-Lenkung liegen vor, wenn die Druckdifferenz im Bereich der Mittellage des Servoventils etwa 5 - 10 bar, mindestens jedoch 2 bar beträgt, wobei bei Förderströmen zwischen 2 l/min und 9 l/min jede Druckdifferenz im oben genannten Bereich erzielbar sein soll.

Im folgenden wird ein Ausführungsbeispiel der vorliegenden Erfindung anhand der Zeichnung näher beschrieben. Es zeigen:

- Figur 1: einen Querschnitt durch eine Servoventilanordnung nach dem Stand der Technik in Längsrichtung;
- Figur 2: einen Querschnitt durch die Servoventilanordnung der Figur 1 entlang der Linie II - II;
- Figur 3: einen hydraulischen Schaltplan für eine erfindungsgemäße Servoventilanordnung;
- Figur 4: einen Schaltplan, bei dem ein Rückschlagventil in der Zuleitung des Drehschieberventils angeordnet ist;
- Figur 5: einen hydraulischen Schaltplan entsprechend Figur 4, bei dem das Rückschlagventil durch ein über eine Blende angeströmtes Vorsteuerventil ersetzt ist; sowie
- Figur 6: einen hydraulischen Schaltplan gemäß Figuren 4 und 5 mit einem elektrisch gesteuerten Vorsteuerventil.

In der Figur 1 ist eine Servoventilanordnung nach dem gattungsbildenden Stand der Technik in einem Querschnitt entlang der Längsachse dargestellt. Ein Drehschieber 1 wird coaxial von einer Steuerbuchse 2 umfaßt, die innerhalb eines angedeuteten Ventilgehäuses 3 drehbar gelagert ist. Der Drehschieber 1 und die Steuerbuchse 2 lassen sich entgegen der Federkraft eines Drehstabes 4 begrenzt relativ zueinander verdrehen, wobei miteinander zusammenwirkende, am Drehschieber 1 bzw. der Steuerbuchse 2 angeordnete axiale Steuerkanten 5 relativ zueinander verstellt werden. Dies bewirkt, dass in an sich bekannter Weise zwischen zwei Anschlüssen eines Hydraulikstellantriebs eine Druckdifferenz entsteht, die die unterstützende Hilfslenkkraft einer Servolenkung darstellt.

Der Drehschieber 1 weist in der Figur 1 unterhalb einer Dichtung 6 einen mit im Querschnitt v-förmigen Nuten 7 versehenen

Wellenabschnitt 8 auf, der von einem zweiten Buchsenabschnitt 10 umgeben ist. Der Buchsenabschnitt 10 weist insgesamt sechs rotationssymmetrisch um den Drehschieber 1 angeordnete Durchgangsbohrungen 11 auf, in denen teilweise Rückwirkungskörper 12 angeordnet sind. In einer der Bohrungen 11 ist ein Ventil 13 angeordnet. Dieser Bereich ist in der Figur 2 näher dargestellt.

Die Figur 2 zeigt einen Querschnitt entlang der Linie II - II der Figur 1 in einer vergrößerten Darstellung.

Das Ventil 13 weist ein rotationssymmetrisches, kreiszylindrisches Gehäuse 14 auf, in dem ein Ventilsitz 15 einstückig ausgebildet ist. Ein bewegliches Ventilglied 16 wird von einer Schraubenfeder 17 gegen den Ventilsitz 15 gedrängt. Die Schraubenfeder 17 wiederum stützt sich gegen ein Widerlager 18 ab, das mit dem Gehäuse 14 fest verbunden ist und einen Fluidkanal 19 trägt.

Das Ventil 13 trennt gemeinsam mit den Rückwirkungskörpern 12 einen hydraulischen Außenraum 21 von einem hydraulischen Innenraum 22.

Im Betrieb wird über eine nicht dargestellte Steuerung von der Druckseite einer ebenfalls nicht dargestellten Hydraulikpumpe ein Betriebsdruck auf den Außenraum 21 gegeben, der auf die Rückwirkungskörper 12 einwirkt. Die zwischen dem Außenraum 21 und dem Innenraum 22 entstehende Druckdifferenz bewirkt zusammen mit der Querschnittsfläche der Rückwirkungskörper 12 und der Ausgestaltung der Nuten 7 bei der Auslenkung des Drehschieberventils aus der dargestellten Mittelstellung eine Rückstellkraft. In der in Figur 2 dargestellten Mittelstellung bewirkt die Druckdifferenz eine Haltekraft, da alle Rückwirkungskörper 12 an jeweils beiden Flanken der Nuten 7 anliegen und bei jeglicher Verdrehung des Drehschiebers 1 gegenüber der Steuerbuchse 2 entgegen dieser hydraulischen Kraft zu arbeiten ist.

In der Figur 3 ist in einer schematischen Darstellung der hydraulische Schaltplan einer erfindungsgemäßen Servolenkung mit einer parallel zu dem Servoventil geschalteten Ventilanordnung veranschaulicht. Eine hier erstmals dargestellte Hydraulikpumpe 30 speist über eine erste Hydraulikleitung 31 das Drehschieberventil 1, das wiederum über Zuleitungen 32 und 33 mit den Arbeitsräumen einer Servolenkung 34 verbunden ist. Ein Rücklauf 35 führt das Hydraulikfluid, welches das Drehschieberventil 1 im wesentlichen drucklos verlässt, zurück in einen Vorratsbehälter 36.

Eine zweite Hydraulikleitung 37, die ebenfalls unmittelbar von der Hydraulikpumpe 30 gespeist wird, liefert Hydraulikfluid mit dem dort anstehenden Druck an die in der Figur 3 rechts dargestellte Ventilanordnung. Diese umfasst einen Abschneidregelschieber 38, der eine Drosselbohrung 39 sowie ein Abschneidventil 40 umfasst. Von dort wird das Hydraulikfluid durch ein Proportionalventil 41 geleitet und gelangt dort auf die Rückführungskörper 12 und parallel dazu auf das Ventil 13, das hier mit einer gepunkteten Linie insgesamt bezeichnet ist. Die einzelnen Bauelemente des Ventils 13 sind schematisch dargestellt. Es umfasst, wie bereits oben beschrieben, das Ventilgehäuse 14, den Ventilsitz 15, das bewegliche Ventilglied 16 und die Schraubenfeder 17 sowie in Strömungsrichtung daran anschließend den Fluidkanal 19.

Die drucklose Seite sowohl der Rückwirkungsanordnung mit den Kugeln 12 und den V-förmigen Nuten 7 als auch des Ventils 13 führt in den Vorratsbehälter 36.

Bei dieser Anordnung wird, wie bereits oben beschrieben, die hydraulische Grundlast dadurch erzeugt, dass der Primärdruck der Hydraulikpumpe 37 auf die Rückwirkungskörper 12 gegeben wird und seine Höhe durch das Ventil 13 begrenzt wird. Der Abschneidregelschieber 38 mit seiner Drosselbohrung 39 und dem Abschneidventil 40 sorgt für eine Abschaltung des auf die Rückwirkungskörper 12 wirkenden Hydraulikdrucks, wenn der

Druck der Hydraulikpumpe 30 zu groß wird. Der Abschneiddruck ist dabei durch die Federkonstante des Abschneidventils 40 und die Größe der Drosselbohrung 39 wählbar. Das Proportionalventil 41 ist dazu geeignet, elektrisch die Größe der Rückstellkraft zu steuern.

In der Figur 4 ist eine andere Ausführungsform des Hydraulikschaltplans gezeigt. Gleiche Bezugsziffern bezeichnen gleiche Bauelemente.

Bei dieser Ausführungsform ist das Ventil 13 in der Hydraulikleitung 31 zwischen der Pumpe 30 und dem Drehschieberventil 1 eingeschaltet.

Da es sich bei dem Drehschieberventil 1 um ein Ventil mit offener Mitte (open center) handelt, fließt ein kontinuierlicher Strom von Hydraulikfluid durch das Drehschieberventil 1 von der Leitung 31 zu der Leitung 35 und damit in den Vorratsbehälter 36. Das Ventil 13 bewirkt, dass sich druckseitig vor dem Ventil 13 ein Hydraulikdruck aufbaut, der dann in der Hydraulikleitung 37 ansteht. Die Hydraulikleitung 37 führt, wie bereits oben beschrieben, zu dem Abschneidregelschieber 38 und dem Proportionalventil 41, die für die Druckbegrenzung bzw. die Größe des auf den Rückwirkungskörper 12 wirkenden Drucks vorgesehen sind. Parallel zu dem Rückwirkungskörper 12 und seiner V-förmigen Arbeitsnut 7 ist eine Drosselbohrung 44 vorgesehen. Diese Drosselbohrung versorgt einen kontinuierlichen Hydraulikstrom parallel zu den Rückwirkungskörpern 12. Auf diese Weise wird ein definierter Leckstrom erzeugt, der Toleranzen in der Passung der Rückwirkungskörper 12, die in den Durchgangsbohrungen 11 sitzen, hinsichtlich ihrer hydraulischen Einwirkung eliminiert.

Die Figur 5 zeigt wiederum einen Hydraulikschaltplan ähnlich Figur 4. Bei dieser Ausführungsform ist das Ventil 13 als hydraulisch vorgestrahltes Druckregelventil ausgeführt. Der Querschnitt des Ventils 13 wird über den vor einer Durchgangsbohrung 45 anstehenden Hydraulikdruck über das Vorsteuerventil 46

geregelt. Die Funktion der Anordnung gemäß Figur 5 entspricht derjenigen gemäß Figur 4. Allerdings ist ein konstanter Vor-
druck in der Hydraulikleitung 37 in einem größeren Bereich
möglicher Durchflussmengen durch das Drehschieberventil 1 ge-
währleistet, als es in der Figur 4 der Fall wäre.

Eine weitere verbesserte Ausführungsform ist in der Figur 6
dargestellt. Dort ist das Ventil 13 als elektrisch vorgesteu-
ertes Druckregelventil ausgeführt. Ein elektrisch ansteuerba-
res Proportionalventil 47 stellt den in der Hydraulikleitung
37 von der Pumpe 30 kommenden primären Druck ein, der auf die
Steuerseite des Vorsteuerventils 46 wirkt. Auf diese Weise ist
über das elektrische Proportionalventil 36 der Druck in der
Hydraulikleitung 37 und damit vor der Ventilanordnung 38 re-
gelbar. Die Rückstellkraft der Servolenkung kann damit je nach
Betriebszustand des Kraftfahrzeugs geregelt werden. Bei ent-
sprechender Ausführung der nicht dargestellten Elektronik kann
auch eine Auswahl der Höhe der Rückstellkräfte von dem Fahrer
vorgenommen werden. Das „Fahrgefühl“, das eine entsprechend
geschaltete Servolenkung dem Fahrer vermittelt, ist dann ein-
stellbar und wählbar.

Das in den Figuren 4 bis 6 dargestellte hydraulische Layout
ermöglicht es weiter, die Rückwirkung über die Rückwirkungs-
körper 12 und den Drehschieber auf das Lenkrad zu steuern oder
zu regeln, und zwar weitgehend unabhängig von der Förderleis-
tung der Hydraulikpumpe 30. Die Leistung der Pumpe, die bei
herkömmlichen open-center-Lenkungen im wesentlichen konstant
ist, kann bei Lenkungen nach den Figuren 4 bis 6 bedarfsabhän-
gig geregelt werden, ohne dass das Rückstellmoment unerwünscht
absinkt. Eine solche Leistungsregelung der Pumpe 30 ist zur
Senkung des Kraftstoffverbrauchs dann vorteilhaft, wenn bei
Geradeausfahrt keine oder nur geringe Servounterstützung er-
forderlich ist. Die Rückwirkung soll aber gerade dann beson-
ders groß sein. Dies wird durch die Ventilanordnungen der Fi-
guren 4 bis 6 ermöglicht.

Eine Servolenkung, die mit einer Rückwirkungsanordnung entsprechend der vorliegenden Erfindung ausgestattet ist, vermittelt in der Praxis ein vorteilhaftes Fahrgefühl auch bei Verwendung von geregelten Hydraulikpumpen.

Die Rückwirkungsanordnung ist insbesondere auch bei den eingangs als Stand der Technik genannten Servolenkungen anwendbar.

LE/fr 020141ep

13.08.03

all00613

P a t e n t a n s p r ü c h e

1. Hydraulische Servolenkung mit einer hydraulischen Servoventilanordnung und mit einer Rückwirkungsanordnung , insbesondere für Kraftfahrzeuge, wobei die Rückwirkungsanordnung Mittel zur hydraulischen Erzeugung eines Rückstellmomentes in eine Mittelstellung aufweist, die das Rückstellmoment in Abhängigkeit von der Druckdifferenz zwischen einer Druckseite und einer Niederdruckseite erzeugt, wobei weiter wenigstens ein Ventilmittel () vorgesehen ist, das bei Druckbeaufschlagung in der Mittelstellung des Servoventils zur Erzeugung einer Druckdifferenz zwischen dem Außenraum und dem Innenraum eingerichtet, d a d u r c h g e k e n n z e i c h n e t , dass das wenigstens eine Ventilmittel hydraulische in Reihe mit der Rückwirkungsanordnung angeordnet ist.
2. Rückwirkungsanordnung nach Anspruch 1, d a d u r c h g e k e n n z e i c h n e t , dass die Mittel zur Erzeugung eines Rückstellmomentes eine drehschieberseitige Nutenanordnung (7) und einen steuerbuchsenseitigen Buchsenabschnitt (10) umfassen, wobei der Buchsenabschnitt den hydraulischen Außenraum von dem hydraulischen Innenraum trennt und wobei der Buchsenabschnitt (10) Radialführungen für Rückwirkungskörper (12) aufweist, die unter einem radial von dem Außenraum her einwirkenden Hydraulikdruck bei einer Auslenkung des Servoventils aus

einer Mittellage zur Erzielung eines Rückwirkungs Drehmoments in die Nuten drängbar sind.

3. Rückwirkungsanordnung nach Anspruch 1 oder 2, d a -
d u r c h g e k e n n z e i c h n e t , dass das
Ventilmittel (13) ein elektrisch gesteuertes Proportio-
nalventil ist.
4. Rückwirkungsanordnung nach einem der vorhergehenden An-
sprüche, d a d u r c h g e k e n n z e i c h -
n e t , dass das Ventilmittel (13) ein kreiszylindri-
sches Gehäuse (14) aufweist, das ein Ventilglied (15),
einen Ventilsitz (16) sowie die Schraubenfeder (17) um-
schließt und einen Fluidkanal (19) aufweist.
5. Rückwirkungsanordnung nach einem der vorhergehenden An-
sprüche, d a d u r c h g e k e n n z e i c h -
n e t , dass wenigstens zwei Fluidkanäle (19) vorgesehen
sind, die bei ansteigender Druckdifferenz zwischen dem
Außenraum (21) und dem Innenraum (22) nacheinander ge-
öffnet werden.
6. Rückwirkungsanordnung nach einem der vorhergehenden An-
sprüche, d a d u r c h g e k e n n z e i c h -
n e t , dass die Druckdifferenz im Betrieb in der Mit-
tellage des Servoventils etwa 5 bis 10 bar, mindestens
jedoch 2 bar beträgt.
7. Rückwirkungsanordnung nach Anspruch 1 oder 2, d a -
d u r c h g e k e n n z e i c h n e t , dass das
Ventilmittel (13) strömungsmässig in der Hydraulikleit-
ung (31) zwischen der Pumpe 30 und dem Drehschieberven-
til 1 angeordnet ist.
8. Rückwirkungsanordnung nach Anspruch 1 oder 2, d a -
d u r c h g e k e n n z e i c h n e t , dass das
Ventilmittel (13) ein hydraulisch vorgesteuertes Druck-
regelventil (45, 46) ist.

9. Rückwirkungsanordnung nach Anspruch 1 oder 2, d a -
d u r c h g e k e n n z e i c h n e t , dass das
Ventilmittel (13) ein elektrisch vorgesteuertes Druckre-
gelventil (46, 47) ist.
10. Rückwirkungsanordnung nach einem der vorhergehenden
Ansprüche, d a d u r c h g e k e n n z e i c h -
n e t , dass den Rückwirkungskörpern (12) ein Druckbe-
grenzungsmittel, insbesondere ein Abschneidregelschieber
(38 - 40) vorgeschaltet ist.
11. Rückwirkungsanordnung nach einem der vorhergehenden
Ansprüche, d a d u r c h g e k e n n z e i c h -
n e t , dass den Rückwirkungskörpern (12) ein elektrisch
ansteuerbares Proportionalventil (41) vorgeschaltet ist.

LE/fr 020141ep

13.08.03

all00613

Z u s a m m e n f a s s u n g

Die Erfindung betrifft eine Rückwirkungsanordnung an einer nach Art einer Drehschieberanordnung ausgebildeten hydraulischen Servoventilanordnung, insbesondere für Kraftfahrzeuge, mit einem Drehschieber und einer den Drehschieber coaxial umgebenden Steuerbuchse sowie mit einer drehschieberseitigen Nutenanordnung und einem steuerbuchsenseitigen Buchsenabschnitt, der einen hydraulischen Außenraum von einem hydraulischen Innenraum trennt, wobei der Buchsenabschnitt Radialführungen für Rückwirkungskörper aufweist, die unter einem radial von dem Außenraum her einwirkenden Hydraulikdruck bei einer Auslenkung des Servoventils aus einer Mittellage zur Erzielung eines Rückwirkungs Drehmoments in die Nuten drängbar sind, wobei wenigstens ein Ventilmittel vorgesehen ist, das bei Druckbeaufschlagung in der Mittelstellung des Servoventils zur Erzeugung einer Druckdifferenz zwischen dem Außenraum und dem Innenraum eingerichtet ist.

Figur 1

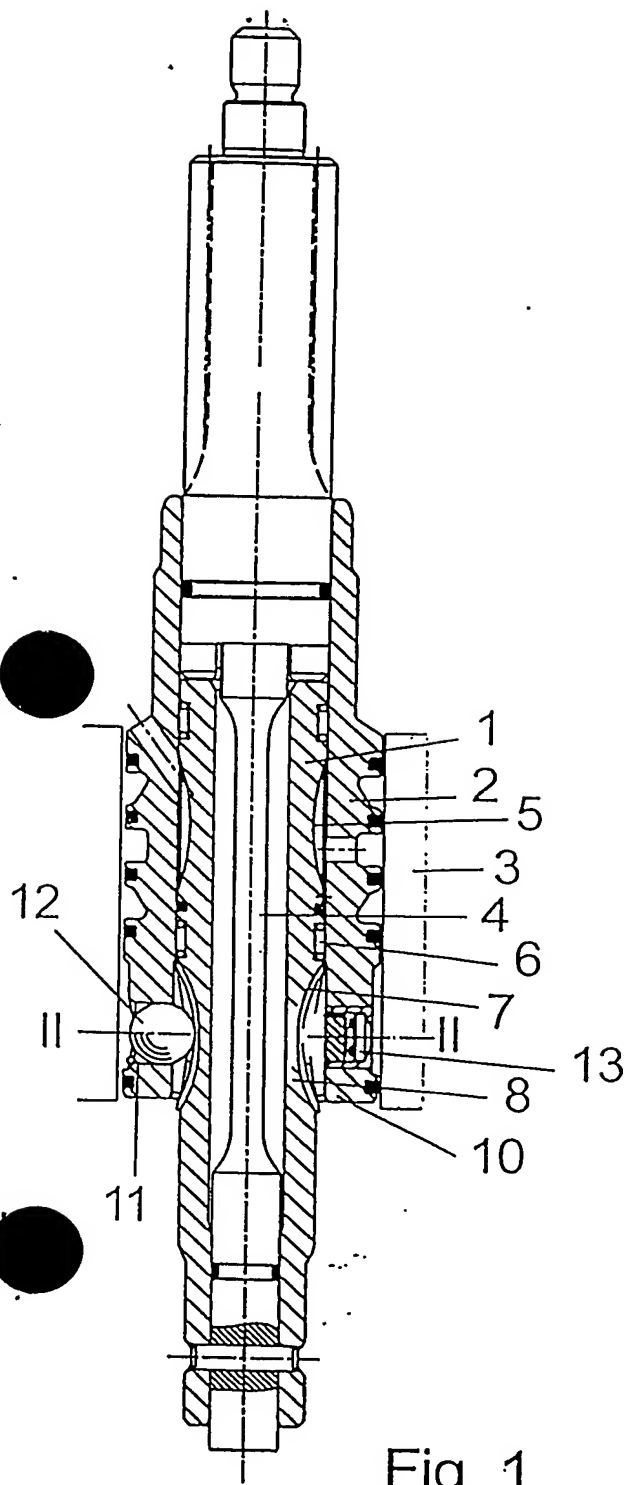


Fig. 1

"Stand der Technik"

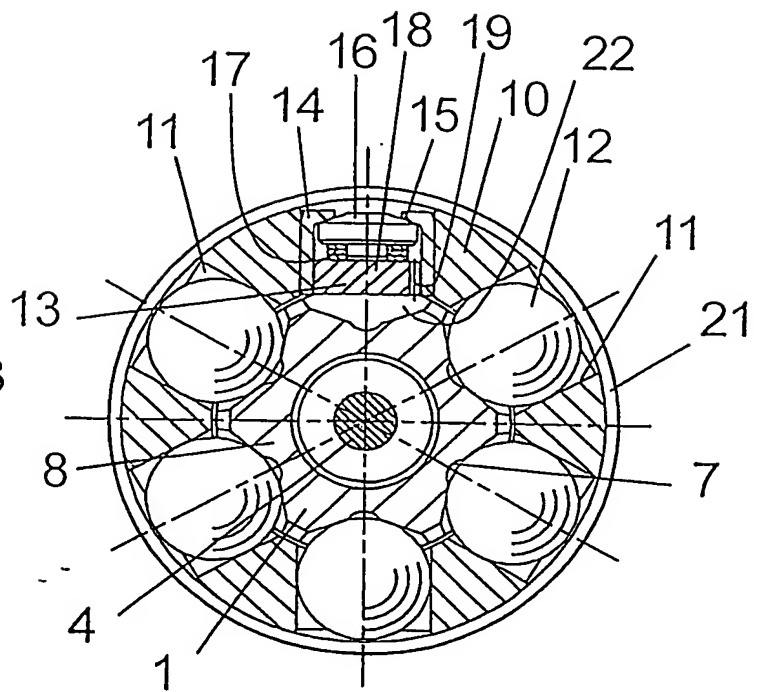


Fig. 2

"Stand der Technik"

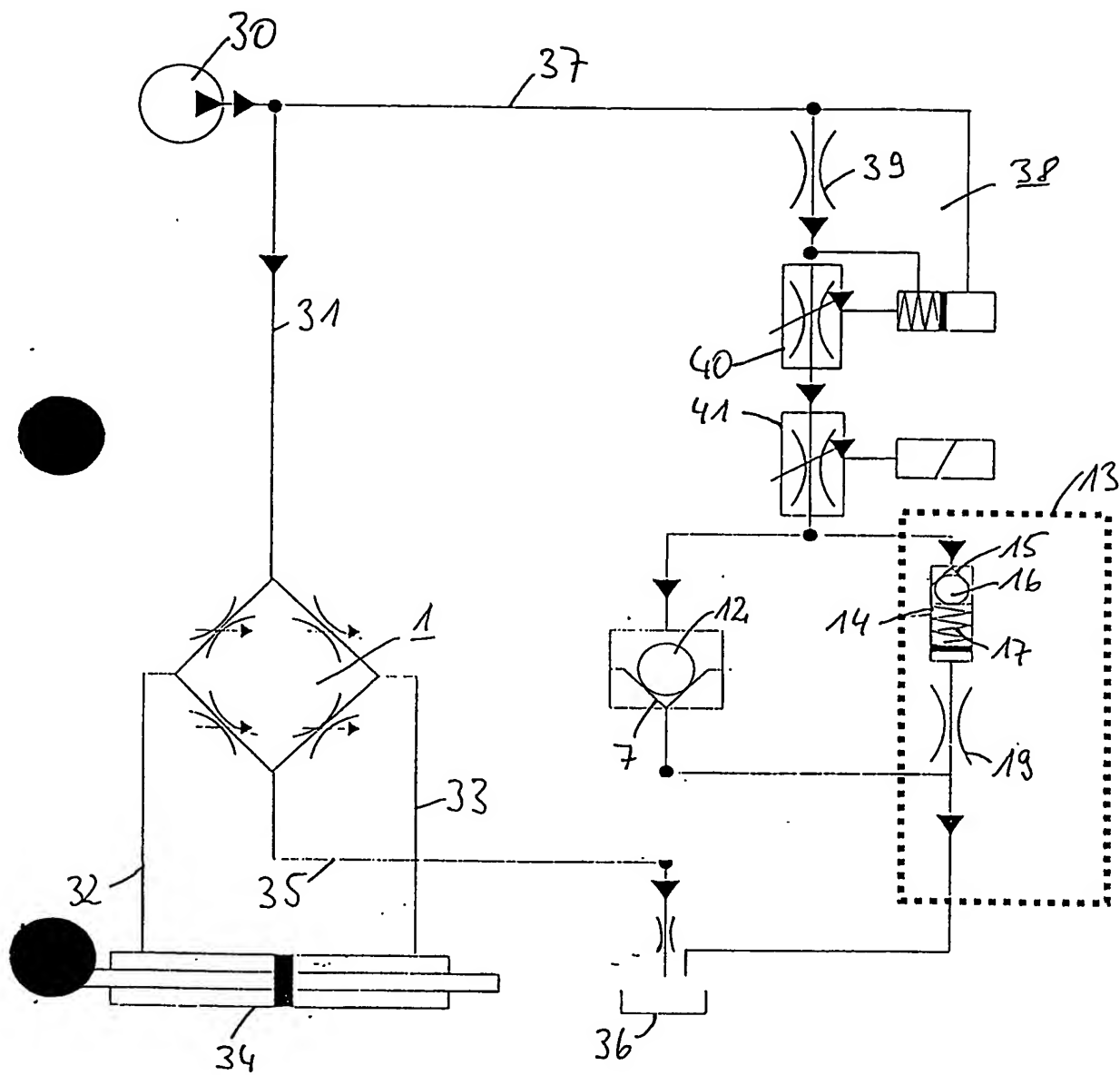


Fig. 3

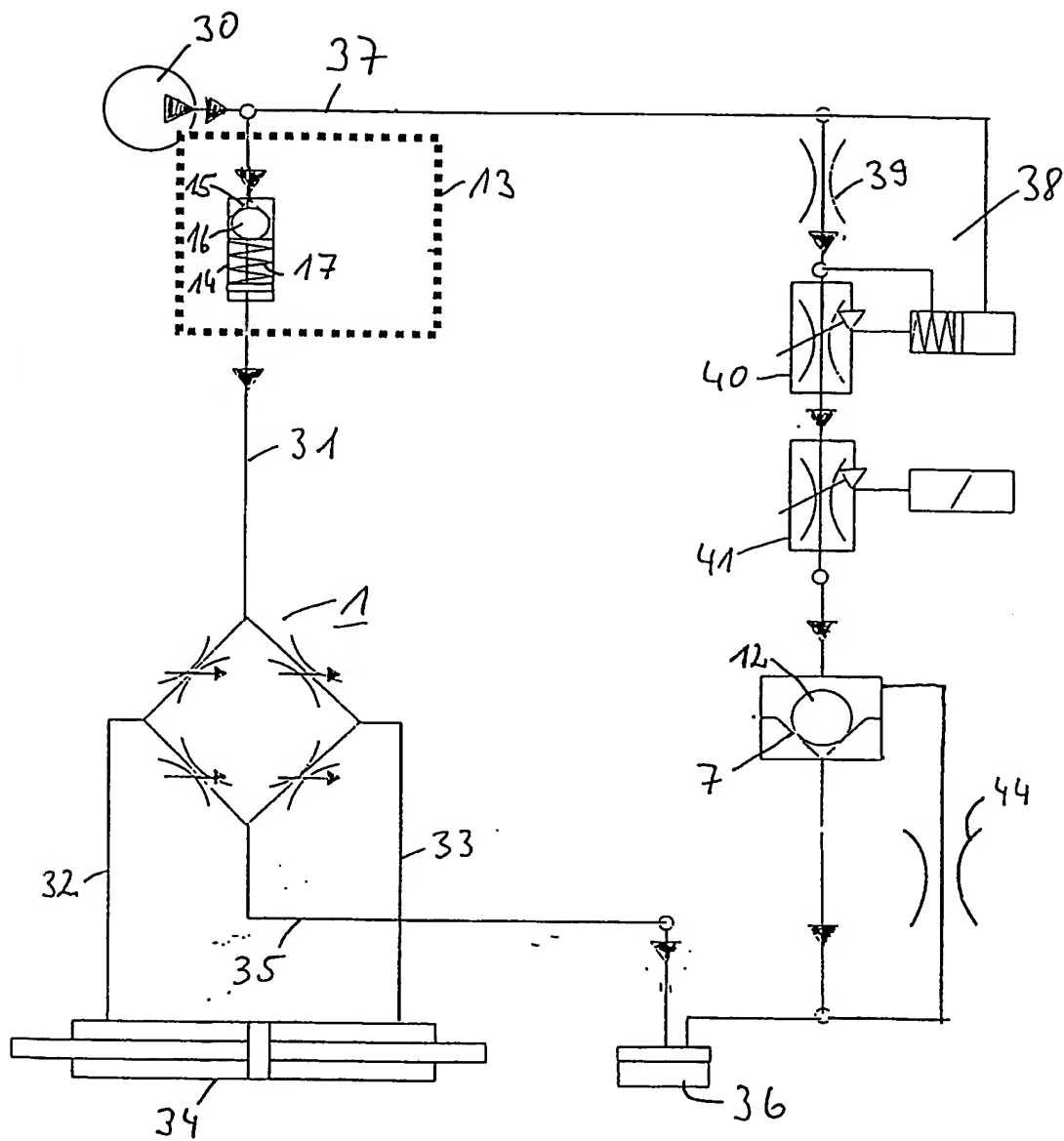


Fig. 4

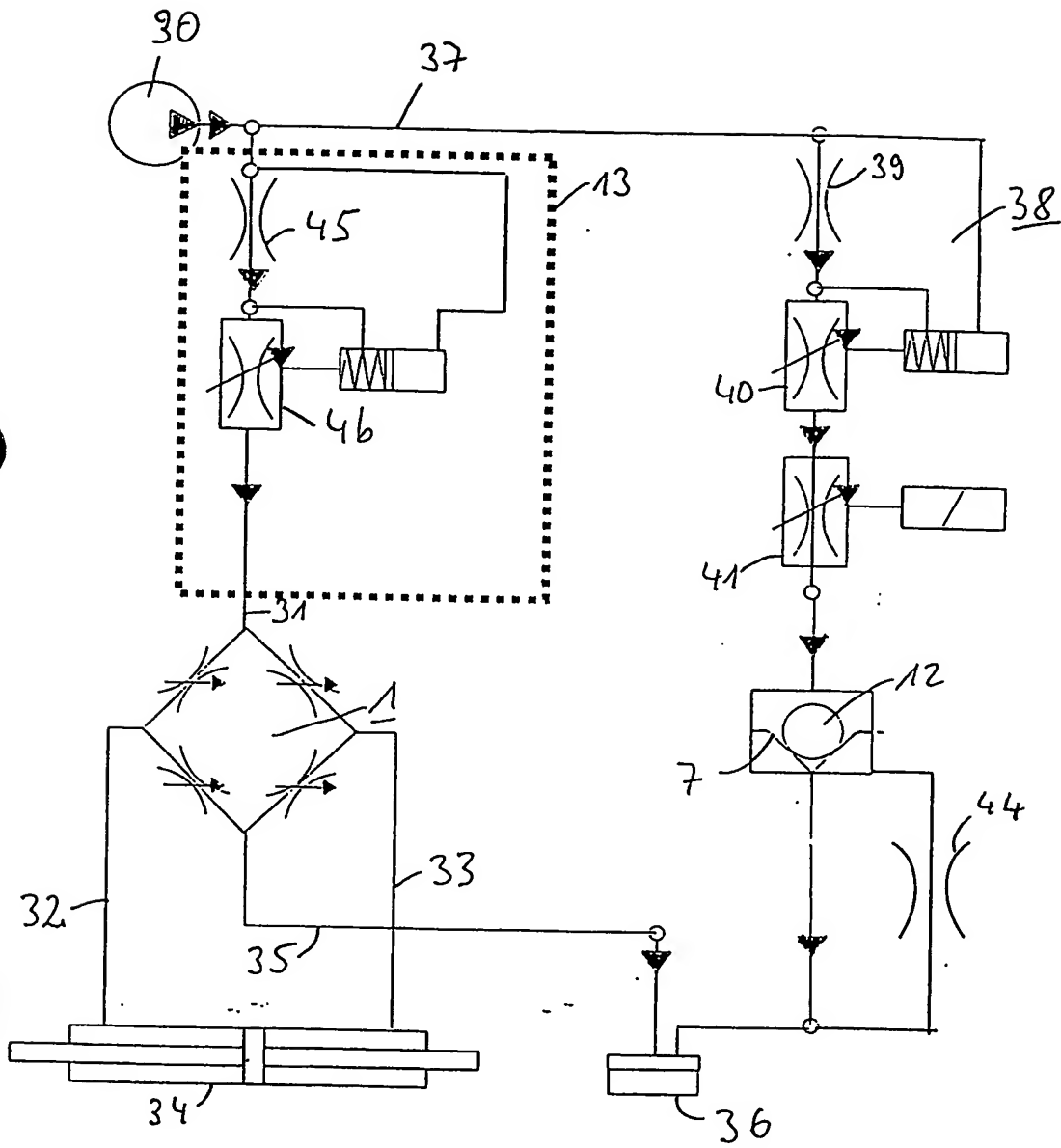


Fig. 5

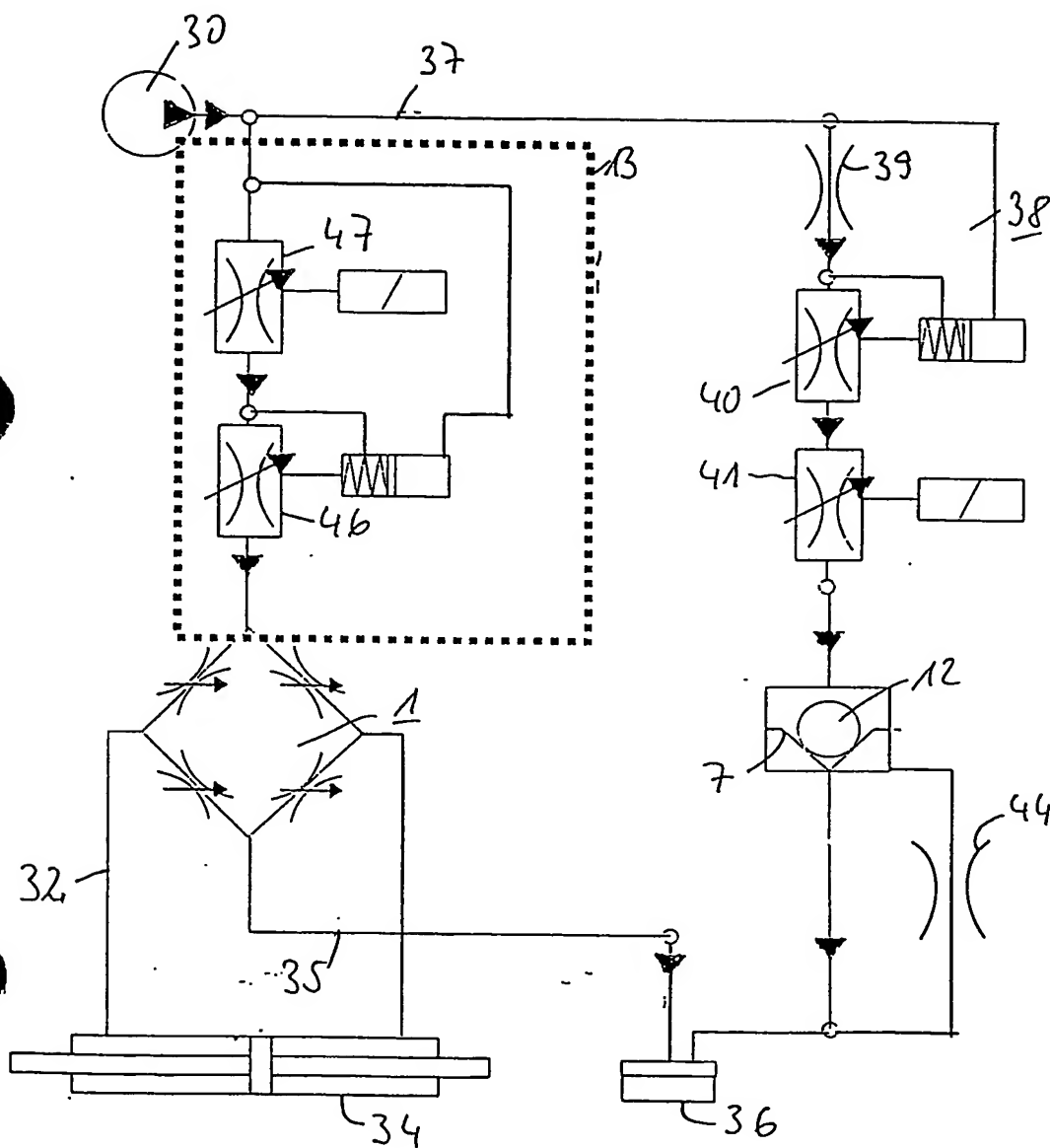


Fig. 6